

## ВЛИЯНИЕ КПД ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ ТЕПЛОНАСОСНОЙ СТАНЦИИ НА РАЦИОНАЛЬНЫЕ ТЕМПЕРАТУРЫ КОНДЕНСАЦИИ РАБОЧЕГО ТЕЛА ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ ПРИ МАЛЫХ ОТНОСИТЕЛЬНЫХ КОНЕЧНЫХ РАЗНОСТЯХ ТЕМПЕРАТУР В ИХ КОНДЕНСАТОРАХ

**А.В. Исанова, В.И. Лукьяненко**

В статье рассмотрено влияние КПД тепловых насосов теплонасосной станции на рациональные температуры конденсации рабочего тела тепловых насосов при малых относительных конечных разностях температур в их конденсаторах. В качестве меры затрат энергоресурсов выбран расход условного топлива. Предполагалось, что КПД и относительная разность температур рабочего вещества и теплоносителя после прохождения конденсаторов у тепловых насосов практически равны

Ключевые слова: теплонасосная система, оптимизация, энергосбережение, расход условного топлива

Важность и необходимость повышения энергетической эффективности хозяйственного комплекса России в настоящий момент является одной из первостепенных задач. На пути роста энергетики в период мирового кризиса встает ряд проблем, таких как: ограниченность невозобновляемых источников энергии, повышение цен на энергоносители, прогрессирующее загрязнение окружающей среды и др. Использование тепловых насосов в ряде регионов могло бы снизить энергозатраты на отопление, горячее водоснабжение и кондиционирование воздуха помещения, оказать благоприятное воздействие на экономику страны.

Для уменьшения энергетических затрат в системах теплоснабжения предложена теплонасосная станция (ТНС) [1]. Основные элементы ТНС: два тепловых насоса (ТН1 и ТН2), конденсаторы которых соединены последовательно, а испарители параллельно, и пиковая котельная.

Существуют различные модификации теплонасосных установок, применяемых в системах отопления и горячего водоснабжения. При последовательном соединении конденсаторов нескольких тепловых насосов у каждого из них температура конденсации максимально приближаются к температуре теплоносителя. Иными словами, каждый последующий цикл располагается в более высоком температурном интервале, чем предыдущий, что позволяет достичь наибольшей температуры теплоносителя на выходе из последнего конденсатора теплового насоса.

За критерий оптимизации выбирается расход условного топлива на удовлетворение заданной тепловой нагрузки с помощью теплонасосной станции, по минимуму, которого определяются оптимальные параметры работы ТН и степень их влияния на работу системы. Выражение расхода условного топлива системы  $V_{\text{ТНС}}$ , кг.у.т./с [2] имеет вид

$$V_{\text{ТНС}} = \frac{34.1 \cdot 10^{-6} (T_{\text{К1}} - T_{\text{O1}})}{\eta_{\text{К}}^3 \cdot (1 - \varphi_{\text{CH}}) \cdot \eta_{\text{Э.С.}} \cdot \eta_1 \cdot T_{\text{К1}}} \times c_p \cdot (G_{\text{С}} + G_{\text{Г}}) \cdot (T_{\text{К1}} - \Delta T_{\text{К1}} - T_3) + \frac{34.1 \cdot 10^{-6} (T_{\text{К2}} - T_{\text{O2}})}{\eta_{\text{К}}^3 \cdot (1 - \varphi_{\text{CH}}) \cdot \eta_{\text{Э.С.}} \cdot \eta_2 \cdot T_{\text{К2}}} \times c_p \cdot (G_{\text{С}} + G_{\text{Г}}) \cdot (T_{\text{К2}} - \Delta T_{\text{К2}} - T_{\text{К1}} + \Delta T_{\text{К1}}) + \frac{34.1 \cdot 10^{-6}}{\eta_{\text{К}}} \cdot c_p \cdot ((G_{\text{С}} (T_1 - T_{\text{К2}} + \Delta T_{\text{К2}}) + G_{\text{Г}} (T_{\text{Г1}} - T_{\text{К2}} + \Delta T_{\text{К2}}))) \quad (1)$$

где  $T_{\text{O1}}, T_{\text{O2}}$  – температура испарения рабочего тела ТН1 и ТН2, К;  $T_{\text{К1}}, T_{\text{К2}}$  – температура конденсации рабочего тела ТН1 и ТН2 соответственно, К;  $T_3, T_{\text{Г2}}$  – температура воды до конденсатора второго ТН, температура теплоносителя после теплообменника системы горячего водоснабжения, К;  $T_{\text{Г1}}$  – температура теплоносителя до теплообменника системы горячего водоснабжения, К;  $T_1$  – температура теплоносителя в прямом трубопроводе системы отопления, К;  $G_{\text{С}}, G_{\text{Г}}$  – массовые расходы теплоносителя в системе отопления, теплоносителя в системе горячего водоснабжения соответственно, кг/с;  $c_p$  – удельная изобарная теплоемкость воды, кДж/(кг·К);  $\Delta T_{\text{К2}}, \Delta T_{\text{К1}}$  – конечная разность температур рабочего тела и теплоносителя в

Исанова Анна Владимировна – Воронежский ГАСУ, канд. техн. наук, ст. преподаватель, e-mail: a.isanova@bk.ru  
Лукьяненко Владимир Ильич – ВГТУ, канд. техн. наук, доцент, e-mail: Lukyanenko1@yandex.ru

конденсаторе ТН2 и ТН1, соответственно,  $K_+$ ;  $\eta_K^{\circ}$  – КПД выработки электроэнергии на конденсационных электростанциях,  $\varphi_{CH}$  – коэффициент собственных нужд КЭС;  $\eta_{\text{Э.С.}}$  – КПД работы электрической сети;  $\eta_K$  – КПД работы пиковой котельной;  $\eta_1, \eta_2$  – КПД работы ТН1 и ТН2.

Введём безразмерные температуры конденсации рабочего тела, отнесённые к соответствующим температурам испарения в испарителях ТН1 ТН2, и безразмерные комплексы постоянных:

$$\begin{aligned} X &= T_{K1}/T_{O1}, Y = T_{K2}/T_{O2} \\ a_0 &= 34,1 \cdot 10^{-6} C_p, a_1 = \eta_K^{\circ} \cdot \eta_{\text{Э.С.}} (1 - \varphi_{CH}), \\ A &= 1 - a_1 \cdot \eta_2 / \eta_K, \varepsilon_1 = (\eta_2 - \eta_1) / \eta_1, \quad (2) \\ \varepsilon_2 &= (\Delta T_{K2} - \Delta T_{K1}) / T_{O2}, \delta_0 = T_{O1} / T_{O2}, \\ c_1 &= (\Delta T_{K1} + T_3) / T_{O1}, c_2 = (\Delta T_{K2} + T_1) / T_{O2}, \\ c_3 &= (\Delta T_{K2} + T_{Г1}) / T_{O2}, G_C^* = G_C / (G_C + G_{Г}), \\ G_{Г}^* &= G_{Г} / (G_C + G_{Г}), T_3 = \frac{G_C T_2 + G_{Г} T_{Г2}}{G_C + G_{Г}} \end{aligned}$$

где:  $A$  – безразмерный коэффициент связывающий часть внешних и внутренних параметров системы;  $\varepsilon_1$  – относительная разность КПД работы ТН1 и ТН2;  $\varepsilon_2$  – относительная конечная разность температур в конденсаторах ТН (к температуре испарения рабочего тела в испарителе ТН);  $\delta_0$  – отношение температур испарения рабочего тела в конденсаторах ТН1 и ТН2;  $G_{C,Г}^*$  – относительные расходы теплоносителя в системе отопления и горячего водоснабжения.

Используя равенства (2), запишем безразмерную функцию общего расхода условного топлива в новых переменных. Имеем [3]

$$\begin{aligned} U(X, Y) &= \frac{\eta_2 \cdot a_1}{a_0 \cdot T_{O2} \cdot (G_C + G_{Г})} B(X, Y) \quad (3) \\ &= AY + \delta_0 (X + \varepsilon_1^{\circ}) / Y + \varepsilon_1 \cdot \delta_0 \cdot X + c_1^* \cdot \delta_0 / X + U_0, \\ U_0 &= \frac{\eta_2}{\eta_K} \cdot a_1 \cdot (G_C^* \cdot c_2 + G_{Г}^* \cdot c_3) - 1 - \delta_0 (1 + c_1^* + \varepsilon_1 + \varepsilon_2^{\circ}), \quad (4) \end{aligned}$$

где  $c_1^* = c_1 \cdot (1 + \varepsilon_1)$ ,  $\varepsilon_2^{\circ} = \varepsilon_2 / \delta_0$ .

Исследуем влияние КПД тепловых насосов ТНС, конденсаторы которых соединены последовательно, а испарители параллельно, покрывающей нагрузку системы отопления и

горячего водоснабжения совместно с функционированием пиковой котельной. Конечные разности температур рабочего тела и теплоносителя в конденсаторах первого и второго тепловых насосов при последовательном соединении практически одинаковы. То есть рассмотрим случай, в соответствии с которым параметр теплопередачи  $\tilde{\varepsilon}_2 \ll 1$ , а величина параметра КПД работы  $\tilde{\varepsilon}_1$  заключена в интервале  $(\varepsilon_1^*, 1 - \eta_2)$ , т.е. КПД работы первого теплового насоса больше, чем второго.

Выражения, определяющие оптимальные температуры конденсации хладагентов тепловых насосов, минимизирующие целевую функцию (3), можно записать в виде

$$\begin{aligned} X^{(3)} &\approx \frac{A}{\delta_0} \cdot (Y_0^{(3)})^2 + x_1 \cdot \frac{\tilde{\varepsilon}_2}{\delta_0} + x_2 \cdot \left( \frac{\tilde{\varepsilon}_2}{\delta_0} \right)^2 \\ Y^{(3)} &\approx Y_0^{(3)} + 2 \frac{\tilde{\varepsilon}_2}{A \cdot \Delta_0 \cdot Y_0^{(3)}} - \\ &\quad - \frac{3\Delta_0^2 - 12\Delta_0 - 8}{\Delta_0 \cdot Y_0^{(3)}} \cdot \left( \frac{\tilde{\varepsilon}_2}{A \cdot \Delta_0 \cdot Y_0^{(3)}} \right)^2 \end{aligned} \quad (5)$$

где  $x_1 = 1 + \frac{4}{\Delta_0}$ ,  $x_2 = -2 \frac{A \cdot Y_0^{(3)}}{\delta_0 \cdot c_1^*} \cdot \frac{3\Delta_0 - 2}{\Delta_0^3}$ ,

$$Y_0^{(2)} = \frac{1 + \sqrt[4]{Q}}{4 \cdot \tilde{\varepsilon}_1} \cdot \left[ 1 + \sqrt{\frac{2 - \sqrt{Q}}{\sqrt{Q}}} \right], X_0^{(2)} = \frac{A}{\delta_0} \cdot (Y_0^{(2)})^2,$$

$$Y_0^{(3)} = \sqrt[3]{4} \cdot \frac{B_1^*}{\sqrt[4]{Q}} \cdot \frac{K_+ + K_-}{\sqrt[4]{Q} + \sqrt{2 - \sqrt{Q}}}, X_0^{(3)} = \frac{A}{\delta_0} \cdot (Y_0^{(3)})^2,$$

$$\Delta_0 = \frac{Y_0^3 - 4 \cdot B_1^{*3}}{B_1^{*3}}, B_1^3 = \frac{\delta_0^2 \cdot c_1}{A^2},$$

$$Q = 1 + 2\sqrt[3]{4} \cdot B_1 \cdot \tilde{\varepsilon}_1 \cdot \sqrt{1 - \tilde{\varepsilon}_1} \cdot (K_+ + K_-),$$

$$K_{\pm}(\tilde{\varepsilon}_1) = \sqrt[3]{1 \pm \sqrt{1 - \left( \frac{4\sqrt[3]{4}}{3} \cdot B_1 \right)^3 \cdot \tilde{\varepsilon}_1^3 \cdot (1 - \varepsilon_1)}}.$$

Допустим, что КПД работы первого теплового насоса больше значения аналогичного параметра второго ТН. Конечная разность температур рабочего тела и теплоносителя в конденсаторе ТН1 больше, чем у ТН2 ( $\varepsilon_1 < 0$ ,  $|\varepsilon_2| \ll 1$ ,  $\eta_{ТН1} > \eta_{ТН2}$ ,  $\Delta T_{K2} < \Delta T_{K1}$ ).

Параметры работы теплонасосной станции приведены в таблице.

Параметры работы теплонасосной станции

$\eta_1$	$\eta_2$	$\eta_K$	$\varphi_{CH}$	$\eta_{\text{Э.С.}}$	$\eta_K^{\circ}$	$\Delta T_{K1}, ^{\circ}\text{C}$	$\Delta T_{K2}, ^{\circ}\text{C}$	$T_{O2}, ^{\circ}\text{C}$	$T_{O1}, ^{\circ}\text{C}$	$G_{Г}, \text{кг/с}$	$G_C, \text{кг/с}$	$T_{Г1}, ^{\circ}\text{C}$	$T_{Г2}, ^{\circ}\text{C}$	$T_1, ^{\circ}\text{C}$	$T_2, ^{\circ}\text{C}$
0,36...0,5	0,3	0,85	0,05	0,95	0,33	5	4,1	20	20	0,234	0,364	65	55	95	70

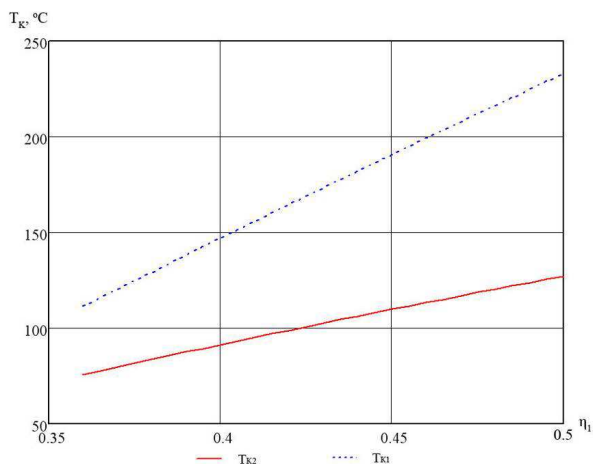


График оптимальных температур конденсации рабочих тел в зависимости от КПД работы первого теплового насоса

На основе полученных данных можно сделать вывод, что при последовательном соединении конденсаторов и параллельном испарителей тепловых насосов в тепловой станции, в том случае, если КПД работы ТН1 больше значения аналогичного параметра ТН2, установка второго теплового насоса является нерациональной, и экономически невыгодной (рисунок). Это обусловлено тем, что оптимальная температура конденсации рабочего тела первого теплового

насоса выше, чем второго. Таким образом, нагрев теплоносителя внутреннего контура в первом тепловом насосе происходит до температуры, которую второй тепловой насос уже не может повысить при рациональных режимах работы теплонасосной станции. Тепловая нагрузка покрывается только первым тепловым насосом и пиковой котельной, а установка второго ведёт к неоправданному увеличению капитальных и эксплуатационных затрат.

#### Литература

1. А.В. Лукьяненко. Оптимальные температуры конденсации рабочего вещества в теплонасосной системе теплоснабжения при последовательном соединении конденсаторов тепловых насосов/ Научный вестник «Строительство и архитектура». – Воронеж: 2010 г. – Выпуск 1 (17) – С. 59-71.
2. А.В. Лукьяненко, А.П. Бырдин, Г.Н. Петраков. Оптимальные расходы условного топлива в системе последовательно связанных тепловых насосов // Вестник ВГТУ. – Воронеж: 2008 г. – Т 4, №12 – С. 148- 153.
3. А.В. Лукьяненко. Оптимизация топливных затрат системы тепловых насосов с нестандартизированными элементами конструкции// Вестник ВГТУ. – Воронеж: 2010 г. – Т 6, №4 – С 172–174.

Воронежский государственный архитектурно-строительный университет  
Воронежский государственный технический университет

### INFLUENCE OF EFFICIENCY OF THERMAL PUMPS OF HEATPUMP STATION ON RATIONAL TEMPERATURES OF CONDENSATION OF THE WORKING BODY THERMAL PUMPS AT SMALL RELATIVE FINAL DIFFERENCES OF TEMPERATURES IN THEIR CONDENSERS

A.V. Isanova, V.I. Lukyanenko

The article is devoted to optimization of power inputs of the heat pump's system with sequentially connected capacitors. For the energy resources' measures expense of equivalent fuel has been chosen. It was supposed that efficiency and a relative difference of temperatures of working substance and the heat-carrier after passing of condensers at thermal pumps are almost equal

Key words: heat pump's system, optimization, energy saving, equivalent flue consumption